

приводные усилия на колесах трактора и прицепов соответствовали бы в каждый момент торможения весовой нагрузке, приходящей на эти колеса. Но осуществить это без использования регуляторов тормозных сил на осях прицепа практически невозможно, так как нормальные реакции на осях прицепа (рис. 3) зависят от его загрузки и изменяются в значительных пределах.

В.В. Гуськов, П.П. Артемьев

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ АНАЛИЗ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНЫХ ПОЕЗДОВ КЛАССА 1,4 тс

Для выполнения все возрастающего объема транспортных работ в сельском хозяйстве наряду с автомобильным транспортом широкое применение получает тракторный, преимущественно на базе колесных тракторов. Однако с увеличением скоростей движения тракторных поездов резко возрастает интенсивность колебаний трактора. Трактористы от длительного воздействия этих колебаний испытывают повышенную усталость и недомогание, снижается их реакция. Все это вынуждает их уменьшать скорость движения, вследствие чего неполностью используются скоростные возможности современных тракторов, снижается производительность труда на транспорте.

В данной работе рассматривается вероятностный анализ определения допустимых скоростей движения тракторных поездов. Под допустимыми скоростями движения следует понимать такие, при которых колебания, действующие на водителя, не превышают норм, предусмотренных едиными требованиями к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин [1] $\ddot{z}_c = 0,1 g$ (ускорение свободного падения).

В основу анализа положена статистическая динамика механических систем с конечным числом степеней свободы.

Статистическая динамика в последние 10 – 12 лет находит широкое применение при исследованиях динамических процессов различных систем как у нас, так и за рубежом. Это работы докторов технических наук В.В. Болотина, А.А.Силаева, Р.В. Рентенберга, А.Б. Лурье, В.П. Рослякова, В.Я. Аниловича и др., а также ряда американских ученых, объединенных в сборнике "Случайные колебания" под редакцией С.Кренделла, работы М.Г. Беккера и др.

При определении допустимых скоростей движения тракторных поездов нами решалась прямая задача анализа динамической системы. Сущность ее определения состоит из следующих этапов.

1. Определяются статистические характеристики случайных входных процессов, обуславливающих возникновение колебаний трактора. Отыскиваются для них соответствующие аналитические выражения по формулам теории случайных функций.

2. Производится анализ заданной динамической системы с вполне определенными параметрами. Находятся динамические характеристики как функции ее параметров.

3. По формулам теории случайных функций по известному входу и динамическим характеристикам системы определяется выход системы.

4. Зная выход системы по известным критериям, характеризующим самочувствие водителя, определялись допустимые скорости движения тракторных поездов.

Под статистическими характеристиками входных процессов следует понимать статистические характеристики микропрофиля дороги как одного из основных внешних источников возникновения колебаний трактора. Колебания, обусловленные инерционным воздействием со стороны буксируемых прицепов (при чередовании режимов разгона и торможения), неравномерной подачей топлива в цилиндры двигателя и т.д., зависят от навыков водителя, и их влияние не учитывалось. Воздействие высокочастотных колебаний, обусловленных эксцентриситетом и неуравновешенностью вращающихся частей двигателя, трансмиссии, колес и т.д., на низкочастотные колебания водителя не столь значительно.

Возмущающее воздействие микропрофиля дороги описывалось корреляционной функцией и спектральной плотностью.

Экспериментальным путем были получены нормированные корреляционные функции микропрофилей различных типов дороги, которые аппроксимировались аналитическим выражением вида

$$\rho(l) = e^{-\alpha|l|} \cos \beta l$$

и во временной области

$$\rho(\tau) = e^{-\alpha|\tau|} \cos \beta \tau$$

Ей соответствующая спектральная плотность аппроксимировалась выражением вида

$$S_H(\omega) = \frac{4\alpha(\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)}{\pi[(\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2)^2 - 4\beta^2\omega^2]},$$

где α и β - аппроксимирующие коэффициенты.

Для нахождения динамических характеристик трактора нами был сделан ряд допущений. У тракторов "Беларусь" с коэффициентом распределения масс в пределах $\epsilon = 0,8 - 1,2$ колебания остова над передней и задней частями происходят независимо друг от друга, и поэтому их можно описывать одной и той же двухмассовой динамической моделью.

Для исследования двухмассовой математической модели заднего моста трактора нами использовались уравнения Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_k}; k = 1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

где n - число степеней свободы динамической системы; T - кинетическая энергия системы; Π - потенциальная энергия системы; Φ - функция рассеяния; q_k - обобщенная координата; \dot{q}_k - обобщенная скорость.

Дифференциальные уравнения колебаний имеют вид

$$\begin{aligned} M_2 \ddot{X}_2 + k_2 \dot{X}_2 + c_2 X_2 - k_2 \dot{X}_1 - c_2 X_1 &= 0; \\ M_1 \ddot{X}_1 + k_0 \dot{X}_1 + c_0 X_1 - k_2 \dot{X}_2 - c_2 \dot{X}_2 - c_2 X_2 &= \\ = c_1 H + k_1 \dot{H}, \end{aligned}$$

где $c_0 = c_1 + c_2$; $k_0 = k_1 + k_2$; M_1 - масса остова; M_2 - масса тракториста с сидением; c_1 , c_2 - жесткость шин и подвеска сидения водителя соответственно; k_1 и k_2 - коэффициент сопротивления шин и подвески; $H(t)$ - функция дороги; $X_1(t)$ - колебания остова; $X_2(t)$ - колебания тракториста с сидением.

После преобразования системы по Лапласу она примет вид

$$\begin{aligned} (M_2 S^2 + k_2 S + c_2) X_2(S) - (k_2 S + c_2) X_1(S) &= 0; \\ (M_1 S + k_0 S + c_0 S) X_1(S) - (k_2 S + c_2) X_2(S) &= \\ &= (k_1 S + c_1) H(S). \end{aligned}$$

Функция от дороги к водителю определяется по выражению

$$W_{X_2}(S) = \frac{X_2(S)}{H(S)},$$

после преобразований

$$W_{X_2}(S) = \frac{(k_2 S + c_2)(k_1 S + c_1)}{(M_2 S^2 + k_2 S + c_2)(M_1 S^2 + k_0 S + c_0 S) - (k_2 S + c_2)^2},$$

где $S = \sigma + i\omega$ - комплексная частота.

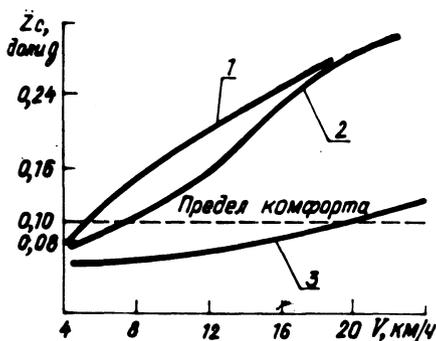
Подстановкой вместо S его значения были получены выражения квадрата модуля амплитудно-частотной характеристики поддрессоренной массы водителя с сидением:

$$\begin{aligned} |W_{X_2}(i\omega)|^2 &= \frac{(c_1 c_2 - k_1 k_2 \omega^2)^2 +}{\left[M_1 M_2 \omega^4 - (M_1 c_2 + k_1 k_2 + M_2 c_1 + M_2 c_2) \omega^2 + \right.} \\ &\quad \left. + (k_2 c_1 + c_2 k_1)^2 \omega^2 \right.} \\ &\quad \left. + c_1 c_2 \right]^2 + \left[-M_2 (k_1 + k_2) - M_1 k_2 \omega^3 + k_2 c_1 + c_2 k_1 \omega \right]^2. \end{aligned}$$

В силу соотношений теории случайных функций [2] спектраль-

Рис. 1. Амплитудно-скоростная характеристика системы дорога - трактор - водитель:

1 -- при движении по стерне; 2 -- грунтовая дорога; 3 -- асфальтированное шоссе.



ная плотность ускорений, действующих на водителя, определялась по выражению

$$S_{\ddot{X}(\omega)} = \omega^4 / W_{X_2(i\omega)}^2 S_{H(\omega)}$$

Величина среднеквадратичных вертикальных ускорений определялась путем численного интегрирования

$$\ddot{z}_c = \sqrt{\ddot{D}} = 2 \int_0^{\infty} \omega^4 |W_{X_2(i\omega)}|^2 S_{H(\omega)} \cdot$$

Обработка статистического материала осуществлялась с помощью устройства "Силуэт" и ЦВМ "Наири-С".

По результатам обработки была построена амплитудно-скоростная характеристика системы дорога - трактор - водитель при различных дорожных условиях (рис. 1).

Как видно из графика, при движении по стерне, грунтовой дороге и асфальтированном шоссе с учетом существующего критерия допустимые транспортные скорости значительно отличаются и составляют соответственно 6, 10 и 20 км/ч.

В ы в о д ы

1. Вероятностный анализ позволяет определить допустимые скорости движения для транспортных средств, движущихся в различных дорожных условиях.

2. Транспортные скорости тракторных поездов класса 1,4 тс по требованиям эргономики значительно ниже скоростных возможностей самих тракторов и составляют для стерни, грунто-

вой и асфальтированной дорог в среднем 6, 10 и 20 км/ч соответственно.

Л и т е р а т у р а

1. Единые требования к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда. М., 1967. 2. Пугачев В.С. Теория случайных функций. М., 1962.

В.П. Бойков

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ДОРОЖНО-ПОЛЕВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ БОКОВОГО УВОДА ТРАКТОРНЫХ ШИН

Все основные функции, выполняемые шинами, можно отнести к одной из следующих трех групп: обеспечение движения с высокой скоростью и плавностью хода, создание тягового и тормозного усилий и сопротивление боковому уводу. Сопротивление уводу является механической характеристикой шин, определяющей движение агрегата по некоторому направлению. Данная характеристика для автомобильных шин уже прочно утвердилась как одна из основных.

Явление бокового увода тракторных шин исследовано пока недостаточно. Поэтому и работ по устойчивости движения и управляемости тракторного агрегата с учетом углов увода пневматических шин на сегодняшний день проведено очень мало.

Для точного динамического анализа процесса качения пневматического колеса, а также движения тракторного агрегата в целом необходимо знать шесть составляющих сил и моментов, действующих в контакте колеса с опорной поверхностью: вертикальную, горизонтальную и боковую реакции, а также стабилизирующий, опрокидывающий, крутящий или тормозной моменты.

Разработанная нами экспериментальная установка [1] позволяет регистрировать указанные шесть составляющих. Объектом испытаний являются все типоразмеры шин, применяемые на тракторах класса 9 - 20 кН, а также шины прицепа 2-ПТС-4. Диапазон нагрузок и внутренних давлений воздуха в шинах выбирается по ГОСТу 7463-75 "Шины пневматические для тракторов и сельхозмашин".